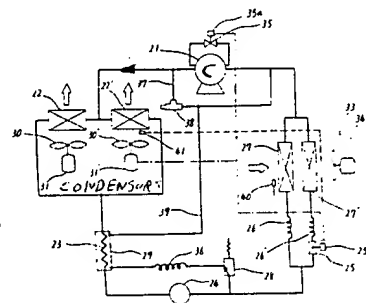


(54) AIR CONDITIONER

(11) Kokai No. 54-23240 (43) 2.21.1979 (19) JP
 (21) Appl. No. 52-88378 (22) 7.25.1977
 (71) HITACHI SEISAKUSHO K.K.
 (72) YASUO MINOSHIMA(2)
 (52) JPC: 68B11;68B111
 (51) Int. Cl.² F25B1/00;F25B49/00

PURPOSE: To make a stable operation under an extensive cooling load condition, by adjusting a control valve of a compressor, a flow control valve of an evaporator and a capacity of a condenser corresponding to room temperature, and also by regulating the flow control valve of the evaporator according to condensing temperature.

CONSTITUTION: In case of a standard cooling load, an electromagnetic valve 25 opens, an electromagnetic valve 35, a relief valve 28 and a by-pass valve 38 close, and coolant flows in order through a compressor 21, condensers 22 and 22', a receiver 24, evaporators 27 and 27', and a compressor 21. If outdoor temperature becomes high, the relief valve opens and a condensing pressure lowers. If temperature becomes further higher, the electromagnetic valve closes, and an exhaust side pressure lowers. If outdoor temperature becomes low, the electromagnetic valve 35 opens, the coolant circulating volume decreases, and simultaneously the electromagnetic valve 25 closes and a cooling capacity lowers. If temperature becomes further lower, the by-pass valve 38 opens, and a suction pressure of the compressor 21 increases, thus, dehumidifying drain can be prevented from being frozen.



62/126.3, 228.5

公開特許公報

昭54—23240

51 Int. Cl.²
F 25 B 1 00
F 25 B 49 00

識別記号

52 日本分類
68 B 11
68 B 111

庁内整理番号
7024—3L
7613—3L

43 公開 昭和54年(1979)2月21日

発明の数 1
審査請求 有

(全 7 頁)

54 空気調和装置

21 特 願 昭52-88378

22 出 願 昭52(1977)7月25日

72 発 明 者 箕島康雄

下松市大字東豊井794番地 株

式会社日立製作所笠戸工場内

同 松田紀元

日立市幸町三丁目1番1号 株

式会社日立製作所日立研究所内

72 発 明 者 宮本誠吾

日立市幸町三丁目1番1号 株

式会社日立製作所日立研究所内

71 出 願 人 株式会社日立製作所

東京都千代田区丸の内一丁目5
番1号

74 代 理 人 弁理士 薄田利幸

明 細 書

発明の名称 空気調和装置

特許請求の範囲

1. 圧縮機、凝縮器、減圧機構、蒸発器およびそれらの機器を連絡する冷媒配管によって構成され、凝縮器と減圧機構の間の配管および蒸発器と圧縮機の間の配管を連絡する第1バイパス回路を設け、該回路にバイパス弁、減圧機構および熱交換器を設けた空気調和装置において、容量制御弁を有する圧縮機および複数に分割され、少なくとも一つの流路に流量制御弁を有する蒸発器および能力を可変にした凝縮器を設け、室内温度を検知するサーモスタットで上記圧縮機の容量制御弁、蒸発器の流量制御弁および凝縮器の能力を制御するとともに、凝縮器部分の温度を検知するサーモスタットで上記蒸発器の流量制御弁を制御するようにしたことを特徴とする空気調和装置。

2. 圧縮機の出入口配管を連絡する第2バイパス回路を設け、^該第2バイパス回路にバイパス弁を

設けたことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の空気調和装置。

3. 室内温度を検知するサーモスタットで圧縮機の容量制御弁および凝縮器の能力を制御するとともに、複数に分割された蒸発器の少なくとも一つの流路に最高作動圧力式膨張弁を設けたことを特徴とする特許請求の範囲第1項または第2項記載の空気調和装置。

4. 凝縮器を複数に分割し、それぞれにファンを設け、該ファンの少なくとも一つおよび圧縮機の容量制御弁を室内温度を検出するサーモスタットによって制御するようにしたことを特徴とする特許請求の範囲第1項または第2項または第3項記載の空気調和装置。

5. 回転数を可変にしたファンを有する凝縮器を設け、該ファンの回転数および圧縮機の容量制御弁を室内温度を検出するサーモスタットによって制御するようにしたことを特徴とする特許請求の範囲第1項または第2項または第3項記載の空気調和装置。

発明の詳細な説明

本発明は広範囲な温度条件下での運転が可能な過負荷防止機構および低負荷防止機構を備えた空調装置に関するものである。

従来、空冷の空調装置は運転可能な温度条件の範囲が狭く、例えば冷媒 R-22 を使用したものでは高温側は外気温度が 45℃、室内温度が 35℃、低温側は外気、室内温度とも 20℃ 程度までである。すなわち、外気および室内の温度が高くなるにつれて圧縮機の吐出圧力や吐出ガス温度ならびに圧縮機内のモータコイル温度等々が上昇する。吐出圧力の上昇は吐出弁の破損、吐出ガス温度の上昇は潤滑油の劣化、モータコイル温度の上昇はコイルの絶縁劣化等々の原因になりうるため、該圧力および温度はある値以下に制限されている。したがって、結果的に運転可能な温度の上限条件が制限されることになる。また外気および室内の温度とも低下してくると、室内を冷却する蒸発器への熱負荷が小さくなるので蒸発器での冷媒の気化が十分行なわれず、気液混合冷媒が圧

縮機に吸込まれるようになる。この液冷媒もどりが起ると潤滑油を稀釈して潤滑性能を低下させ、軸受焼付きの原因になりうるため結果的に運転可能な温度の下限条件も制限されることになる。

そこで従来の空調装置では、上限温度条件に対する安全策としては圧縮機の吐出圧力を検出してその値が許容値をこえる前に圧力スイッチを作動させて圧縮機の運転制御回路を遮断し、運転を止める方法がとられている。したがって、それ以上の温度条件では冷房能力は 0 になる。一般の空冷式空調装置では上記の例で示した外気温度 45℃、室内温度 35℃ 程度まで運転できれば十分であり、JIS でも苛酷な条件として外気温度 43℃、室内温度 32℃ までしか規定していない。ところが、特殊な用途として酷暑地方で使用する場合または高温雰囲気の場合で使用する場合などさらに高い外気温度条件下でも運転したいときに従来の空調装置では運転できなかった。

一方、従来の空調装置の下限温度条件に対する安全策としては、室内の温度をサーモスタッ

3

トで検知してその値が設定値（一般には 22～25℃ 程度）よりも下がった場合は、それ以上冷却する必要はないので圧縮機の運転制御回路を遮断し、運転を止める方法がとられている。この場合は設定値の方が上記の下限温度条件よりも高いので、通常の使用状態では上記の下限温度条件以下で運転されることはない。しかし、冷房熱負荷が小さい場合には室内温度が設定値付近を上下するたびに圧縮機は停止、起動を繰り返すため、起動による大きな負担が圧縮機の寿命を縮めるうえ、室内温度も圧縮機の起動、停止につれて変動することになり、居住性の点でも劣るという問題があった。

このような従来の空調装置の問題点を解決するため、種々の試みがなされている。一例をあげると外気温度が上昇したときの過負荷防止対策として第 1 図に示す如きものがある。この方式の作用について説明すると外気温度が上昇するにつれて圧縮機 1 から吐出されるガス冷媒の温度、圧力が上昇し、それによって凝縮器 2 における凝縮温

4

度も上昇する。そこで、この凝縮温度がある限界をこえたら凝縮器 2 に近接して設置した感熱部 10 がこれを検知して膨張弁 8 を開放し、冷媒の一部をバイパス回路 7 に流すようになっている。そして冷媒の一部がバイパス回路 7 を流れると減圧機構 3 および蒸発器 4 を流れる冷媒が減少するので圧縮機 1 に吸込まれるガス冷媒の圧力が低下し、圧縮機 1 の吐出側の冷媒圧力を低下させる。しかも、バイパス回路 7 を流れる冷媒が膨張弁 8 で減圧されて補助熱交換器 9 で気化しながら矢印で示される凝縮器 10 の冷却空気を冷却するので、凝縮器 2 における凝縮温度をさらに低下させる効果がある。

また、冷房熱負荷が小さいときの圧縮機の停止、起動を少なくするための試みとしては複数のシリンダを有した大形の圧縮機の場合において、第 1 図に示すように複数シリンダのうちの一部分について吸気管と吐出管を電磁弁 11 を介して連結し、蒸発器 4 の入口空気温度がある限界を下廻ったときサーモスタット 13 の作用によってコイル 12 に通電

して電磁弁11を開放する方法をとっているものがある。このことにより実質的に作動するシリンダ数が減少すれば冷媒の循環量が減少して、冷房能力が低下するので圧縮機の停止、起動回数が少なくてすむうえ、室内温度変動も小さくなるので居住性の点でも改良される。

しかしながらこれらの過負荷防止対策、低負荷防止対策も十分とはいえず、後述のような問題点があった。すなわち、第1図に示す過負荷防止対策ではバイパス回路⁷の補助熱交換器9と凝縮器2とは互いに近接して設置されているのみであるから、空気を介して間接的に熱交換することになり熱交換器の効率が悪い上、全体的には凝縮器2が大きくなったのと同様で装置の小形化を阻害することになる。また、凝縮器2の温度上昇を感熱部10が感知して膨張弁8を開いた時点のバイパス回路7を流れる冷媒循環量は、減圧機構3と膨張弁8の流通抵抗によって決まってしまうため、外気温度に応じてバイパス回路7を流れる冷媒循環量を変化させることができず、バイパス回路の膨張

弁8の抵抗を、主回路の減圧機構3の抵抗よりも小さくすればバイパス回路7を流れる冷媒循環量の方が、主回路を流れる冷媒循環量よりも多くなり、圧縮機1の吐出冷媒圧力の低下は大きく、過負荷防止対策には有効である。しかし、主回路の蒸発器4を流れる冷媒循環量が少なくなるため、冷房能力の低下が大きくなるという欠点も大きくなる。逆にバイパス回路7の膨張弁8の抵抗を主回路の減圧機構3の抵抗よりも大きくすれば冷房能力の低下は小さくなるが、バイパス回路7を流れる冷媒循環量が少なくなって過負荷防止対策の効果が十分達成されなくなる可能性が生ずる。

次に従来のアンロード方式による低負荷防止対策によれば、圧縮機1における実働シリンダ数が減少するのに凝縮器2および蒸発器4の大きさはそのままであるため、冷房能力の低下が小さく十分な低負荷防止機能が發揮されない状況であった。そこで最近の試みとしては蒸発器4を複数に分割し、圧縮機1の実働シリンダ数減少につれて複数に分割した蒸発器4の一部の入口配管を電磁弁

7.

(図示せず)で遮断して実質的な蒸発器4の大きさを小さくする方法が採用されているが、蒸発器4のみを小さくすると、蒸発器4における冷媒の蒸発圧力が低下するため、蒸発温度が0℃以下になり、蒸発器4において除湿されたドレンが蒸発器4の表面に凍結して冷媒の蒸発作用を妨げ、圧縮機1への液冷媒もどりを生ずる原因となるという欠点があった。

上記の点に鑑み本発明は従来の空気調和装置の欠点をなくし、過負荷時および低負荷時を含めた広範囲な温度条件下で、安定した運転が可能な空気調和装置を提供することを目的としたものである。

本発明は圧縮機、凝縮器、減圧機構、蒸発器からなる空気調和装置において、凝縮器～減圧機構間の配管と蒸発器～圧縮機間の配管を結ぶ第1バイパス回路と圧縮機の吐出側と吸込側を結ぶ第2バイパス回路とを設け、その第1バイパス回路にリリーフバルブと減圧機構および熱交換器を、第2バイパス回路にバイパス弁を設置し、さらに主

8.

回路の凝縮器および蒸発器を複数個に分割し、おのおのの蒸発器にそれぞれ減圧装置を設けたもので、空気調和装置における負荷条件に応じて冷媒の回路を切換えるようにしたものである。

本発明の具体的な一実施例を第2図および第3図によって説明する。本空気調和装置は容量制御用の電磁弁35を有する圧縮機21、2分割にされた凝縮器22、22'、レシーバ24、2分割にされた蒸発器27、27'、おのおのの蒸発器27、27'の上流側に設置された減圧機構26、26'、一方の蒸発器27'への冷媒循環を遮断する電磁弁25、圧縮機21の吐出側と吸込側を結ぶ第2バイパス回路31に設けられたバイパス弁38、凝縮器22、22'と減圧機構26、26'間の配管と圧縮機21の吸込側を結ぶ第1バイパス回路39に設けられたリリーフバルブ28、減圧機構36および高圧液配管23を冷却するための補助熱交換器29、ならびに凝縮器22、22'を冷却するファン30、30'およびそれを駆動するモータ31、31'、蒸発器27、27'用のファン33ならびにそれを駆動するモータ34、室内外の空気温度を検出して電磁弁25、35および

モータ31'の作動を制御するためのサーモスタット40、41からなる。

次にこの空調装置の作動について説明する。まず、標準的な冷房負荷条件の場合には、電磁弁25は開放、電磁弁35、リリーフバルブ28およびバイパス弁38は閉じており、圧縮機21から吐出された高温、高圧のガス冷媒は凝縮器22、22'に入り、ここでモータ31、31'で駆動されるファン30、30'によって供給される室外空気と熱交換して液化される。液化された冷媒はレシーバ24を経て一部は減圧機構26に入り、残りは電磁弁25を通して減圧機構26'に入り、それぞれの減圧機構26、26'で減圧され、気化しながら蒸発器27、27'に入り、ここでモータ34で駆動されるファン33によって供給される室内循環空気と熱交換して室内の冷房作用を行ない、蒸発器27、27'を出た後圧縮機21にもどる。

次に室外空気温度が高温になったり、室内での発生熱量が増した過負荷条件の場合の作動について説明する。まず、凝縮器22、22'における冷媒の凝縮圧力が高くなり、リリーフバルブ8の設定圧

力をこえると該リリーフバルブ28が開き、レシーバ24を出た液冷媒の一部は第1バイパス回路39に流れはじめる。第1バイパス回路39を流れる冷媒は減圧機構36で減圧されて、気化しながら補助熱交換器29に入り、ここでさらに気化しながら主回路の高圧液配管23を流れる冷媒を冷却する。すなわち、冷媒の一部が第1バイパス回路39を流れることによって蒸発器27、27'を流れる冷媒が減少するため、冷媒の蒸発圧力が低下するとともに圧縮機21の吸込圧力も低下する。圧縮機21の吸込圧力が低下すれば吐出圧力も低下することになる。また、補助熱交換器29において、主回路の高圧液配管23を流れる冷媒を冷却するということはこの補助熱交換器29が凝縮器22、22'と同じ作用をするということで、凝縮器22、22'の能力が増したのと同様になり凝縮圧力が低下する。しかも従来の方法では、第1図で示される如く補助熱交換器9で凝縮器2に供給される室外空気を冷却し、それによって間接的に凝縮圧力を低下させていたのに対し、本方法では補助熱交換器29と高圧液配管23を直接

11

熱交換させるので、熱交換性能が飛躍的に向上し、補助熱交換器29が小形になり、装置の小形化に有利である。なお、このことについては、本出願人が既に特開昭52-4970号によって出願しているものである。

本発明のさらなる特徴は、室外空気温度が上記説明の温度条件よりもさらに上昇した場合に、室外空気温度または凝縮器22、22'自体の温度検出用のサーモスタット41の作用によりコイル25への通電を遮断して電磁弁25（通電時閉塞形）を閉じ、蒸発器27への冷媒流通を停止できることである。蒸発器27への冷媒流通が遮断されれば、一部は蒸発器27への冷媒流通の増加となり、残りは第1バイパス回路39への冷媒流通の増加となる。蒸発器27への冷媒流通を遮断することによって蒸発器27への冷媒流量が増加しても、蒸発器全体としてみれば冷媒流量は減少するので蒸発圧力は低下し、これが圧縮機21の吐出圧力を低下させ、しかも第1バイパス回路39への冷媒流量が増すために凝縮圧力が低下するので二重に吐出圧力を低下さ

12

せる能力が増すことになる。

次に室外空気温度が低くなったり、室内での発生熱量が減少した低負荷条件の場合の作動について説明する。まず、低負荷になって室内空気温度がある限度以下になると室内温度検出用のサーモスタット40の作用により、コイル25への通電を遮断して電磁弁25（通電時閉塞形）を開放し圧縮機21における実際の冷媒循環量を減少させると同時にコイル25への通電を遮断して電磁弁25を閉じ、蒸発器27への冷媒の循環を停止させて冷房能力を減少させる。このときの蒸発器27の機能を停止させることによる蒸発圧力の低下のために起る蒸発器27で除温されたドレンの凍結を防止する対策としては、コイル25への通電を遮断すると同時にサーモスタット40の作用により、凝縮器22に室外空気を供給するファン30'を駆動するモータ37'への通電を遮断する。これにより凝縮器全体の能力は低下するので冷媒の凝縮圧力は上昇する。凝縮圧力が上昇すればそれにつれて蒸発圧力も上昇するので蒸発器27でのドレンの凍結は避けられる。

13

14

上記低負荷条件よりもさらに低負荷の条件となり蒸発圧力の上昇が十分に得られずに圧縮機21の吸込圧力がある限界値以下になった場合、圧縮機21の吐出側と吸込側を結ぶ第2バイパス回路37に設けたバイパス弁38が開き圧縮機21から吐出された高温、高圧のガス冷媒の一部を圧縮機21の吸込側に流して圧縮機21の吸込圧力を上昇させるようになっていることである。これによって吸込圧力が上昇すれば、圧縮機21の吸込側回路の上流に位置する蒸発器27の蒸発圧力も上昇するので、除湿されたドレンの凍結を防止する効果を増すことができる。

このように本発明の一実施例によれば一つの空調装置で標準負荷条件の他に、2段階の過負荷防止対策、および2段階の低負荷防止対策、あわせて5段階の容量制御が可能になる。

次に本発明の他の実施例について、第4図によって説明する。第4図は本発明の他の実施例を示す回路図で、第2図の電磁弁25と減圧機構26'の代りにそれらと同様な作用をする最高作動圧力式膨

張弁42を採用したものを示す。この実施例の作動において、第2図の実施例と異なるところは2分割された一方の蒸発器27'への冷媒流量の制御が連続的になることである。すなわち、第2図の実施例では電磁弁25の開閉によって蒸発器27'への冷媒流量を制御するため、電磁弁25を閉じているときには蒸発器27'への冷媒流量は0となり、開放時には減圧機構26'の抵抗によって制御されるのみであるため流量制御の範囲が狭くなるとともに不連続となる。これに対して本実施例の場合は膨張弁42の開度によって蒸発器27'への冷媒流量を制御するため、制御が連続的になるという利点がある。すなわち、最高作動圧力式膨張弁42の開度は上部のダイヤフラム（またはベローズ）45の位置によって決まり、ダイヤフラム45の位置は均圧管44を通して伝えられる蒸発器27'出口の冷媒の圧力と蒸発器27および27'の合流した圧縮機21側管路に設けられた感熱部43の温度によって変化する感熱部43内部の流体（液体、ガスまたは混合体）の圧力との釣合状態によって決まる。なお、上記最高作動

15

圧力式膨張弁42においては、感熱部43の温度がある限度以上になるとそれ以後は温度が上昇しても内部の流体の圧力は上昇しないようになっている。

次に上記最高作動圧力式膨張弁42を採用したときの過負荷条件ならびに低負荷条件の場合の容量制御状況について説明する。まず、過負荷条件の場合は室外空気温度の上昇につれて蒸発圧力も上昇するため均圧管44を通じてダイヤフラム45に作用する冷媒の圧力は上昇する。一方、感熱部43の温度も同時に上昇するが、上述の如く、ある限界以上では感熱部43内の流体の圧力は上昇しないのでダイヤフラム45における力の釣合はくずれ、膨張弁42は絞り方向に作用する。したがって、リリースバルブ28が開放した後感熱部43内部の液体の圧力上昇が停止するように設計しておけば第2図の場合と同様な冷媒流量制御が連続的に行なえる。

低負荷条件の場合は室外の空気温度の下降につれて蒸発圧力ならびに感熱部43の温度も低下する。このとき膨張弁42は蒸発器27'の出口における冷媒の過熱度（冷媒温度－蒸発器出口圧力に対する

16

飽和温度）を一定に維持するように開度を変化する。ところが減圧機構26にキャピラリーチューブの如き固定絞りの抵抗を並設すると、蒸発器27の出口における冷媒の状態は冷房負荷の低下につれて過熱度が減少し、やがては蒸発器27の出口で若干湿り状態の冷媒が流れるようになる。そのため蒸発器27と蒸発器27'が合流した後の配管においては、冷房負荷の低下につれて冷媒の過熱度が減少するようになり、膨張弁42の感熱部43と蒸発器27と蒸発器27'の出口配管の合流した後に付設すれば、冷房負荷の低下につれて最高作動圧力式膨張弁42の開度は絞り方向に作用する。したがって標準的な冷房負荷条件下で蒸発器27と蒸発器27'の冷媒流量がほぼ等しくなるように減圧機構26と膨張弁42の特性を選定しておけば、前述の第2図によって説明した本発明の一実施例と同様な冷媒流量制御が連続的に行なえる。すなわち、本実施例によれば、冷房負荷の変化につれて連続的な容量制御ができるという効果がある。

次に第5図に示す他の実施例について説明する。

上記実施例においては、複数の凝縮器、ファンおよびファン駆動用のモータを設けており、凝縮器の容量制御を行なう場合に該ファン駆動用のモータの一部を停止させていた。本実施例は、この点を改良し一つの凝縮器、ファンおよびファン駆動用モータによって凝縮器の容量制御を行なうようにしたものである。すなわち、一つの凝縮器22'、ファン30'および30'駆動用のモータ31'を設け、モータ31'の回転数を該モータ31'に取付けた回転数変換器46および該回転数変換器46に接続され室内温度を検知するサーモスタット40で制御し、室内温度によって凝縮器22'の容量制御を行なうようにしたものである。本実施例によれば、上記実施例に比べて、凝縮器部分をコンパクトにすることができる。

なお、上記の一実施例および他の実施例においては、第1バイパス回路39を流れる冷媒で凝縮器22、22'と減圧機構25、26'との間の高圧液配管23を冷却しているが、圧縮機21から減圧機構25、26'の間の配管であればどこでもよい。さらに第2図、

第4図および第5図に示した実施例においては補助熱交換器29の中に高圧液配管23を埋設しているが両者の関係を逆にしてもよい。

以上説明したように本発明によれば、凝縮圧力がある限界をこえたとリリーフバルブを介して冷媒の一部を第1バイパス回路に流すことによって凝縮圧力の上昇を防止し、室外温度が限界をこえたと蒸発器の一部を流れる冷媒流量を絞ることによって凝縮圧力の上昇を防止し、また室内温度がある限界を下廻ったとき圧縮機をアンロードさせると同時に凝縮器および蒸発器の一部の機能を停止させることによって圧縮機を停止することなくスムーズに容量制御をし、圧縮機の吸込圧力がある限界を下廻るとバイパス弁を介して冷媒の一部を第2バイパス回路に流すことによって吸込圧力ならびに蒸発圧力の低下による蒸発器の凍結を防止する機能を有するので、広範囲な冷房負荷条件において安定した運転が可能になるという効果がある。

図面の簡単な説明

19.

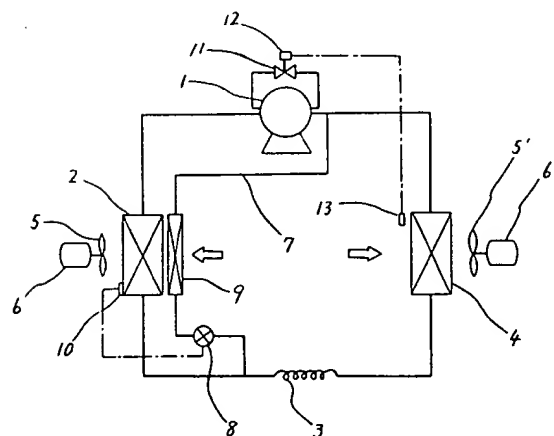
第1図は過負荷防止機構を有する従来の空気調和装置の回路図、第2図は本発明の一実施例を示す回路図、第3図は第2図の空気調和装置における制御機器の電気回路図、第4図は本発明の他の実施例を示す回路図、第5図は本発明のさらに別の実施例を示す回路図である。

21……圧縮機、22、22'……凝縮器、25……電磁弁、26、26'、36……減圧機構、27、27'……蒸発器、28……リリーフバルブ、29……補助熱交換器、37……第2バイパス回路、38……バイパス弁、39……第1バイパス回路、40、41……サーモスタット、42……最高作動圧力式膨張弁

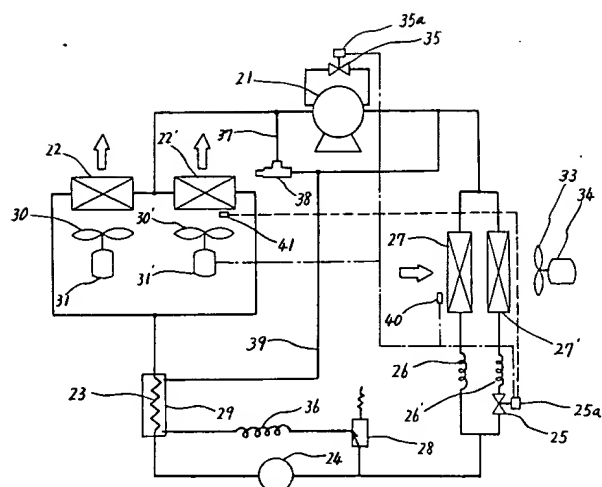
代理人 井理士 薄田利幸

20.

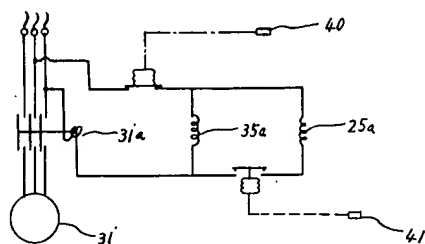
第1図



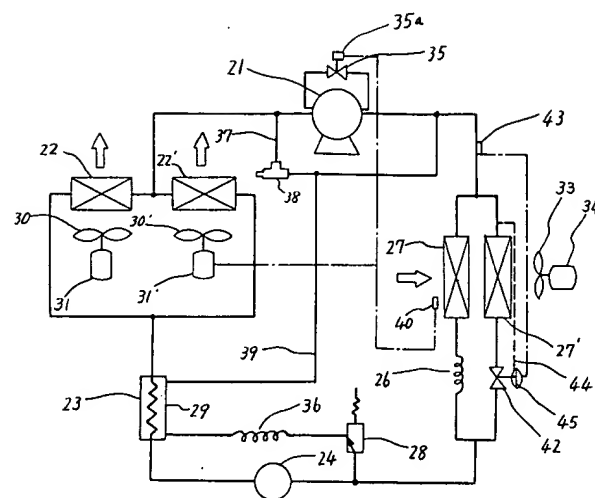
第2図



第3図



第4図



第5図

